

明 細 書

ランキンサイクル装置

発明の分野

- 5 本発明は、エンジンの排気ガスで液相作動媒体を加熱して気相作動媒体を発生させる蒸発器と、蒸発器で発生した気相作動媒体の熱エネルギーを機械エネルギーに変換する容積型の膨張機とを備えたランキンサイクル装置に関する。

背景技術

- 10 日本特開 2000-345835 号公報には、エンジンの冷却系の冷媒蒸気をエンジンの廃熱により加熱してタービンを駆動する廃熱回収装置において、冷却経路の圧力あるいは温度をエンジンの運転状態に応じて最適制御することにより熱効率を向上させるものが記載されている。具体的には、エンジン回転数およびエンジン負荷が増加するほど冷却経路の圧力の目標値を低く設定し、実際の圧力が目標圧力に一致するように冷媒循環用ポンプの吐出量等を制御している。

- 15 容積型の膨張機を備えたランキンサイクル装置において、図 4 に示すように、膨張機の入口における蒸気圧力が目標蒸気圧力（最適蒸気圧力）に一致していれば、膨張機の出口における蒸気圧力が膨張機の膨張比に見合った圧力になるが、入口の蒸気圧力が高すぎると膨張機の出口から排出される蒸気に余剰のエネルギーが残ってしまい、エネルギーが無駄に捨てられてしまう問題がある。逆に、入
20 口の蒸気圧力が低すぎると膨張機の出口から排出される蒸気が負圧になってしまい、膨張機が負の仕事をして効率が低下してしまう問題がある。

- 25 このように、膨張機に供給される蒸気圧力を目標蒸気圧力に一致させることは重要であるが、蒸発器への給水量を変化させて蒸気圧力を目標蒸気圧力に一致させようとする、それに伴って蒸気温度が変化してしまう問題がある。即ち、図 3 に示すように、ランキンサイクル装置の蒸発器の効率および膨張機の効率は蒸気温度によって変化し、両者の効率を合わせた総合効率を最大にするには、蒸気温度を最適蒸気温度に制御する必要がある、蒸気圧力を目標蒸気圧力に一致させるべく給水量を変化させたことで蒸気温度が最適蒸気温度から外れてしまうと、蒸発器および膨張機の総合効率が低下してしまう問題がある。

発明の開示

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、ランキンサイクル装置において、蒸発器への液相作動媒体の供給量を変化させることなく、膨張機の入口での気相作動媒体の圧力を目標圧力に精度良く制御することを目的とする。

- 5 上記目的を達成するために、本発明によれば、エンジンの排気ガスで液相作動媒体を加熱して気相作動媒体を発生させる蒸発器と、蒸発器で発生した気相作動媒体の熱エネルギーを機械エネルギーに変換する容積型の膨張機とを備えたランキンサイクル装置において、膨張機の入口での気相作動媒体の圧力を目標圧力に一致させるべく、蒸発器の出口での気相作動媒体の流量および目標圧力に基づいてフィードフォワード値を算出するとともに、膨張機の入口での気相作動媒体の圧力および目標圧力の偏差に、前記気相作動媒体の流量に基づいて算出したフィードバックゲインを乗算してフィードバック値を算出し、フィードフォワード値およびフィードバック値の加・減算値に基づいて膨張機の回転数を制御する制御手段を備えたことを特徴とするランキンサイクル装置が提案される。
- 10 上記構成によれば、蒸発器の出口での気相作動媒体の流量および膨張機の入口での気相作動媒体の目標圧力に基づいてフィードフォワード値を算出するとともに、膨張機の入口での気相作動媒体の圧力および目標圧力の偏差に気相作動媒体の流量に基づいて算出したフィードバックゲインを乗算してフィードバック値を算出し、フィードフォワード値およびフィードバック値の加・減算値に基づいて膨張機の回転数を制御するので、膨張機の回転数が変化したときの気相作動媒体の圧力の変化特性が気相作動媒体の流量の大小に応じて異なるのを補償し、蒸発器への液相作動媒体の供給量を変化させることなく、膨張機の入口での気相作動媒体の圧力を目標圧力に応答性良く、かつ精度良く一致させることができる。

尚、実施例のコントローラ 20 は本発明の制御手段に対応する。

25 図面の簡単な説明

図 1 ～図 12 は本発明の第 1 実施例を示すもので、図 1 はランキンサイクル装置およびその制御系のブロック図、図 2 は蒸気エネルギーおよび目標蒸気温度から目標蒸気圧力を検索するマップ、図 3 は最適蒸気温度と蒸発器および膨張機の最高総合効率との関係を示すグラフ、図 4 は膨張機の入口圧力と出口圧力との関

係を示すグラフ、図 5 A、図 5 B は膨張機の回転数をステップ状に変化させたときの蒸気圧力の変化を示すグラフ、図 6 A、図 6 B はフィードバックゲインを固定した場合の蒸気圧力の収束状態を示す図、図 7 A、図 7 B はフィードバックゲインを可変にした場合の蒸気圧力の収束状態を示す図、図 8 は蒸気圧力制御のメインルーチンのフローチャート、図 9 はメインルーチンのステップ S 3 のサブルーチンのフローチャート、図 10 はメインルーチンのステップ S 4 のサブルーチンのフローチャート、図 11 は蒸気流量 Q および目標蒸気圧力 P_0 から膨張機の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} を検索するマップ、図 12 は蒸気流量 Q からフィードバックゲイン k_p を検索するテーブルである。図 13 ～ 図 16 は本発明の第 2 実施例を示すもので、図 13 はランキンサイクル装置およびその制御系のブロック図、図 14 は蒸気圧力制御のメインルーチンのフローチャート、図 15 はメインルーチンのステップ S 3 4 のサブルーチンのフローチャート、図 16 は蒸気圧力 P および蒸気温度 T から蒸気の比容積 V を検索するマップである。図 17 ～ 図 20 は本発明の第 3 実施例を示すもので、図 17 はランキンサイクル装置およびその制御系のブロック図、図 18 は蒸気圧力制御のメインルーチンのフローチャート、図 19 はメインルーチンのステップ S 5 3 のサブルーチンのフローチャート、図 20 はメインルーチンのステップ S 5 4 のサブルーチンのフローチャートである。図 21 ～ 図 25 は本発明の第 4 実施例を示すもので、図 21 はランキンサイクル装置およびその制御系のブロック図、図 22 は蒸気圧力制御のメインルーチンのフローチャート、図 23 はメインルーチンのステップ S 7 2 のサブルーチンのフローチャート、図 24 はメインルーチンのステップ S 7 3 のサブルーチンのフローチャート、図 25 はメインルーチンのステップ S 7 4 のサブルーチンのフローチャートである。

発明を実施するための最良の形態

25 図 1 ～ 図 12 は本発明の第 1 実施例を示すものである。

図 1 に示すように、車両のエンジン 11 の排気ガスの熱エネルギーを回収するためのランキンサイクル装置は、エンジン 11 の排気ガスで液相作動媒体（水）を加熱して高温高圧の気相作動媒体（蒸気）を発生させる蒸発器 12 と、蒸発器 12 で発生した高温高圧の蒸気の熱エネルギーを機械エネルギーに変換する容積

型の膨張機 1 3 と、膨張機 1 3 から排出された蒸気を冷却して水に凝縮させる凝縮器 1 4 と、凝縮器 1 4 から排出された水を貯留するタンク 1 5 と、タンク 1 5 内の水を吸引する給水ポンプ 1 6 と、給水ポンプ 1 6 で吸引した水を蒸発器 1 2 に噴射するインジェクタ 1 7 とを閉回路上に配置してなる。

- 5 膨張機 1 3 に接続されたモータ・ジェネレータ 1 8 はエンジン 1 1 と駆動輪との間に配置されており、モータ・ジェネレータ 1 8 をモータとして機能させてエンジン 1 1 の出力をアシストするとともに、車両の減速時にモータ・ジェネレータ 1 8 をジェネレータとして機能させて車両の運動エネルギーを電気エネルギーとして回収することができる。尚、モータ・ジェネレータ 1 8 は膨張機 1 3 に単
10 体で接続されて電気エネルギーの発生機能のみを有するものでも良い。そして本発明では、モータ・ジェネレータ 1 8 の負荷（発電量）を調整することで、モータ・ジェネレータ 1 8 から膨張機 1 3 に加わる負荷を調整して該膨張機 1 3 の回転数を制御する。コントローラ 2 0 には、蒸発器 1 2 の出口での蒸気流量を検出する蒸気流量センサ 2 1 からの信号と、膨張機 1 3 の入口での蒸気圧力を検出する
15 蒸気圧力センサ 2 2 からの信号とが入力される。

- コントローラ 2 0 は、膨張機 1 3 の入口での蒸気圧力の目標値である目標蒸気圧力を設定する目標蒸気圧力設定手段 2 3 を備える。図 2 に示すように、目標蒸気圧力設定手段 2 3 は目標蒸気温度および蒸気エネルギー（蒸気流量）に基づいて目標蒸気圧力を検索する。蒸発器 1 2 の出口での蒸気温度は、蒸発器 1 2 およ
20 び膨張機 1 3 の総合効率が最大になる温度（つまり最適蒸気温度）に一致するように、インジェクタ 1 7 あるいは給水ポンプ 1 6 から蒸発器 1 2 への給水量を調整することにより制御されている。即ち、図 3 に示すように、蒸発器 1 2 の効率および膨張機 1 3 の効率は蒸気温度によって変化し、蒸気温度が増加すると蒸発器 1 2 の効率が減少して膨張機 1 3 の効率が増加し、逆に蒸気温度が減少すると
25 蒸発器 1 2 の効率が増加して膨張機 1 3 の効率が減少することから、両者の効率を合わせた総合効率を最大になる最適蒸気温度が存在し、蒸発器 1 2 の出口での蒸気温度は前記最適蒸気温度に制御されている。

 膨張機 1 3 の入口での蒸気圧力を目標蒸気圧力に制御するのは、次のような理由からである。即ち、図 4 に示すように、膨張機 1 3 の入口における蒸気圧力が

目標蒸気圧力に一致していれば、膨張機 1 3 の出口における蒸気圧力が膨張機 1 3 の膨張比に見合った圧力になるが、入口蒸気圧力が高すぎると膨張機 1 3 の出口から排出される蒸気に余剰のエネルギーが残ってしまい、エネルギーが無駄に捨てられてしまう問題がある。逆に、入口蒸気圧力が低すぎると膨張機 1 3 の出口から排出される蒸気が負圧になってしまい、膨張機 1 3 が負の仕事をして効率が低下してしまう問題がある。

蒸発器 1 2 の出口での蒸気温度を最適蒸気温度に保ったまま、つまり蒸発器 1 2 への給水量を変化させずに、膨張機 1 3 の入口での蒸気圧力を目標蒸気圧力に制御するには、モータ・ジェネレータ 1 8 から膨張機 1 3 に加わる負荷を調整して該膨張機 1 3 の回転数を制御すれば良い。図 5 A、図 5 B に示すように、膨張機 1 3 の回転数を減少させると蒸気圧力は増加し、逆に膨張機 1 3 の回転数を増加させると蒸気圧力は減少する。但し、蒸気圧力の変化の応答性は蒸気流量によって変化し、蒸気流量が小さいときには応答性が低くなり、蒸気圧力が定常状態に達するのに 1 0 0 秒以上が必要であるのに対し、蒸気流量が大きいときには応答性が高くなり、蒸気圧力が定常状態に達するのに 1 0 秒以下で済む。

尚、インジェクタ 1 7 の前後差圧を検出し、目標給水量に一致するように T_i 値を制御するか、あるいは給水ポンプ 1 6 の吐出圧を検出し、該給水ポンプ 1 6 の回転数を制御すれば、膨張機 1 3 の回転数が変化しても蒸発器 1 2 への給水量が一定に保持され、蒸発器 1 1 の出口での蒸気温度を最適蒸気温度に保持することができる。

蒸気圧力を目標蒸気圧力にフィードバック制御する際に、図 6 A に示すようにフィードバックゲイン k_p (比例項) を一定値とすると、図 6 B に示すように、蒸気流量が大きいときに適切な応答性が得られるように前記フィードバックゲイン k_p を設定すると、蒸気流量が小さいときに十分な応答性が得られなくなってしまう。それに対して、図 7 A に示すように蒸気流量をパラメータとするゲインテーブルから検索したフィードバックゲイン k_p を用いることにより、図 7 B に示すように、蒸気流量が大きいときにも小さいときにも適切な応答性が得られるようになる。

つまり、本発明の要点は、膨張機 1 3 の入口での蒸気圧力を目標蒸気圧力に一

致させるべく膨張機 13 の回転数をフィードバック制御する際に、フィードバックゲインを蒸気流量に応じて変更することにある。以下、その具体的な内容を、図 1 のブロック図および図 8 ～図 10 のフローチャートに基づいて説明する。

- 5 先ず、図 8 のフローチャートのステップ S 1 で蒸気流量センサ 21 により蒸発器 12 の出口での蒸気流量 Q を検出し、ステップ S 2 で蒸気圧力センサ 22 により膨張機 13 の入口での蒸気圧力 P を検出した後に、ステップ S 3 で膨張機 13 の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} を算出する。即ち、図 9 のフローチャートのステップ S 11 で図 11 のマップから蒸気流量 Q および目標蒸気圧力 P_0 をパラメータとして膨張機 13 の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} を検索する。
- 10 図 11 から明らかなように、フィードフォワード値 N_{FF} は、蒸気流量 Q が小さく目標蒸気圧力 P_0 が大きいほど小さく、蒸気流量 Q が大きく目標蒸気圧力 P_0 が小さいほど大きくなるように設定されている。

- 図 8 のフローチャートに戻り、ステップ S 4 で膨張機 13 の回転数のフィードバック値 N_{FB} を算出する。即ち、図 10 のフローチャートのステップ S 21 で蒸気圧力センサ 22 により検出した膨張機 13 の入口での蒸気圧力 P と、目標蒸気圧力設定手段 23 で設定した目標蒸気圧力 P_0 との偏差 $\Delta P = |P - P_0|$ を算出し、続くステップ S 22 で蒸気流量センサ 21 により検出した蒸気流量 Q を図 12 のテーブルに適用してゲイン k_p を検索する。図 12 のテーブルから明らかなように、ゲイン k_p は蒸気流量 Q の増加に伴って減少する。そしてステップ S 23 でゲイン k_p に偏差 ΔP を乗算して膨張機 13 の回転数のフィードバック値 N_{FB} を算出する。
- 15 20

図 8 のフローチャートに戻り、ステップ S 5 で蒸気圧力 P が目標蒸気圧力 P_0 。

- 以上であれば、ステップ S 6 で膨張機 13 の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} にフィードバック値 N_{FB} を加算して膨張機 13 の回転数指令値 N を算出し、またステップ S 5 で蒸気圧力 P が目標蒸気圧力 P_0 。未満であれば、ステップ S 7 で膨張機 13 の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} からフィードバック値 N_{FB} を減算して膨張機 13 の回転数指令値 N を算出する。しかして、回転数指令値 N に基づいてモータ・ジェネレータ 18 の回転数、つまり膨張機 13 の回転数を制御することで、膨張機 13 の入口での蒸気圧力 P を目標蒸気圧力 P_0 に応答性良
- 25

く、かつ精度良く収束させることができ、これにより、膨張機 13 の出口から排出される蒸気に余剰のエネルギーが残ったり、膨張機 13 の出口から排出される蒸気が負圧になって膨張機 13 が負の仕事をして効率が低下したりする問題を解消することができる。

5 図 13～図 16 は本発明の第 2 実施例を示すものである。

図 13 に示すように、第 2 実施例は第 1 実施例（図 1 参照）の蒸気流量センサ 21 を備えておらず、その代わりに蒸発器 12 の入口側に給水量センサ 24 を備えるとともに、膨張機 13 の入口側に蒸気温度センサ 25 を備える。第 1 実施例が蒸気流量 Q を蒸気流量センサ 21 によって直接検出するのに対し、第 2 実施例
10 では蒸気流量 Q を蒸気圧力センサ 22 で検出した蒸気圧力 P と、給水量センサ 24 で検出した給水質量流量 G_w と、蒸気温度センサ 25 で検出した蒸気温度 T とを用いて算出しており、その他の構成および作用は第 1 実施例と同様である。

第 2 実施例の作用をフローチャートを参照して説明すると、まず、図 14 のフローチャートのステップ S31 で蒸気温度センサ 25 により膨張機 13 の入口での蒸気温度 T を検出し、ステップ S32 で蒸気圧力センサ 22 により膨張機 13
15 の入口での蒸気圧力 P を検出し、更にステップ S33 で給水量センサ 24 で蒸発器 12 への給水質量流量 G_w を検出する。

続くステップ S34 で蒸気流量センサ 21 を用いずに膨張機 13 への蒸気流量 Q を算出する。即ち、図 15 のフローチャートのステップ S41 で図 16 のマップから蒸気温度 T および蒸気圧力 P をパラメータとして蒸気の比容積 V を検索する。図 16 から明らかなように、蒸気の比容積 V は、蒸気圧力 P が小さく、かつ蒸気温度 T が高いほど大きくなるように設定されている。続くステップ S42 で蒸気流量 Q を、比容積 V に給水量センサ 24 で検出した給水質量流量 G_w を乗算することにより算出する。
20

25 以上のようにして蒸気流量 Q が算出されると、図 14 のフローチャートのステップ S35～S39 に移行する。これらのステップは図 8 のフローチャート（第 1 実施例）のステップ S3～S7 と全く同一であるため、その重複する説明を省略する。しかして、この第 2 実施例によれば、蒸気流量センサ 21 を廃止することができる。

図17～図20は本発明の第3実施例を示すものである。

図17に示すように、第3実施例は第2実施例（図13参照）の給水量センサ24を備えておらず、その代わりにコントローラ20に温度制御部26が設けられる。第2実施例が給水質量流量 G_w を給水量センサ24で検出するのに対し、
5 第3実施例では温度制御部26が出力する指令給水質量流量 G_o から前記給水質量流量 G_w に対応する蒸気質量流量 G_s を算出しており、その他の構成および作用は第2実施例と同様である。

第3実施例の作用をフローチャートを参照して説明すると、先ず、図18のフローチャートのステップS51で蒸気温度センサ25により膨張機13の入口での蒸気温度 T を検出し、ステップS52で蒸気圧力センサ22により膨張機13の入口での蒸気圧力 P を検出し、更にステップS53で蒸気質量流量 G_s を算出する。
10

即ち、図19のフローチャートのステップS61でインジェクタ17あるいは給水ポンプ16の給水量を制御することで蒸気温度 T を制御する温度制御部26
15 が出力する指令給水質量流量 G_o を読み込み、ステップS62で指令給水質量流量 G_o に遅れフィルタ処理を施すことで蒸気質量流量 G_s を算出する。この遅れフィルタ処理は、温度制御部26が指令給水質量流量 G_o を出力してから、蒸発器12が実際に蒸気を発生するまでの時間遅れを補償するためのものである。

続いて図18のフローチャートのステップS54で蒸気流量 Q を算出する。このステップS54のサブルーチンが図20に示されているが、図20のフローチャートは第2実施例の図15のフローチャートと実質的に同じであり、第2実施例の給水質量流量 G_w が、それと実質的に同じものである蒸気質量流量 G_s に変わっただけである。
20

以上のようにして蒸気流量 Q が算出されると、図18のフローチャートのステップS55～S59に移行する。これらのステップは図8のフローチャート（第1実施例）のステップS3～S7と全く同一であるため、その重複する説明を省略する。しかして、この第3実施例によれば、給水量センサ24を廃止することができる。
25

図21～図25は本発明の第4実施例を示すものである。

図 2 1 に示すように、第 4 実施例は第 3 実施例（図 1 3 参照）の蒸気温度センサ 2 5 を備えておらず、その代わりにコントローラ 2 0 の温度制御部 2 6 が指令給水質量流量 G_o に加えて指令蒸気温度 T_o を出力する。比容積マップには、指令蒸気温度 T_o を遅れフィルタ 2 で遅れ処理した蒸気温度 T と、目標蒸気圧力 P_o とが入力され、そこで検索された蒸気の比容積 V が蒸気質量流量 G_s に乗算されて蒸気流量 Q が算出される。また第 1 ～ 第 3 実施例の蒸気流量 Q および目標蒸気圧力 P_o をパラメータとして膨張機 1 3 の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} を検索するマップに代えて、蒸気流量 Q だけをパラメータとして膨張機 1 3 の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} を検索するテーブルを備えており、その他の構成および作用は第 3 実施例と同様である。

尚、蒸気の比容積 V は、図 1 6 の横軸を「蒸気圧力 P 」から「目標蒸気圧力 P_o 」に読み換えて示す。

第 4 実施例の作用をフローチャートを参照して説明すると、先ず、図 2 2 のフローチャートのステップ S 7 1 で蒸気圧力センサ 2 2 により膨張機 1 3 の入口での蒸気圧力 P を検出し、更にステップ S 7 2 で蒸気質量流量 G_s を算出する。ステップ S 7 2 のサブルーチンである図 2 3 のフローチャートは、第 3 実施例の図 1 9 のフローチャートと実質的に同一であるが、時定数 τ を後述する第 2 時定数 τ_2 と区別するための第 1 時定数 τ_1 としている点でのみ異なっている。

続いて図 2 2 のフローチャートのステップ S 7 3 で蒸気流量 Q を算出する。このステップ S 7 3 のサブルーチンが図 2 4 に示されており、図 2 4 のフローチャートのステップ S 9 1 で温度制御部 2 6 が出力する指令蒸気温度 T_o を遅れフィルタ 2 で遅れ処理して蒸気温度 T を算出し、ステップ S 9 2 で前記蒸気温度 T と、目標蒸気圧力設定手段 2 3 が出力する目標蒸気圧力 P_o とを比容積マップに適用して蒸気の比容積 V を検索する。そしてステップ S 9 3 で遅れフィルタ 1 が出力する蒸気質量流量 G_s に蒸気の比容積 V を乗算して蒸気流量 Q を算出する。

続いて、図 2 2 のフローチャートのステップ S 7 4、つまり図 2 5 のフローチャートのステップ S 1 0 1 で蒸気流量 Q を膨張機回転数テーブルに適用して膨張機 1 3 の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} を検索する。この膨張機回転数テーブルは第 1 ～ 第 3 実施例と異なって目標蒸気圧力 P_o をパラメータとしていな

いが、蒸気流量 Q を算出する過程で比容積マップに目標蒸気圧力 P_0 を適用しているので、結果的に目標蒸気圧力 P_0 が考慮されていることになる。このようにして蒸気流量 Q から検索された算出された膨張機13の回転数のフィードフォワード値 N_{FF} は、蒸気温度や蒸気圧力に関わらずに蒸気流量 Q に比例するものであるが、実際には蒸気のリーク等の影響で蒸気流量 Q に正確に比例しない場合があり、その誤差は膨張機13の回転数のフィードバック制御により補償される。

図22のフローチャートの最後のステップS75～S78は、図8のフローチャート（第1実施例）のステップS4～S7と全く同一であるため、その重複する説明を省略する。しかして、この第4実施例によれば、蒸気温度センサ25を廃止することができる。

以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

例えば、作動媒体は水（蒸気）に限定されず、他の適宜の作動媒体を採用することができる。

請求の範囲

1. エンジン（11）の排気ガスで液相作動媒体を加熱して気相作動媒体を発生させる蒸発器（12）と、蒸発器（12）で発生した気相作動媒体の熱エネルギーを機械エネルギーに変換する容積型の膨張機（13）とを備えたランキンサイクル装置において、

膨張機（13）の入口での気相作動媒体の圧力を目標圧力に一致させるべく、蒸発器（12）の出口での気相作動媒体の流量および目標圧力に基づいてフィードフォワード値（ N_{FF} ）を算出するとともに、膨張機（13）の入口での気相作動媒体の圧力および目標圧力の偏差に、前記気相作動媒体の流量に基づいて算出したフィードバックゲイン（ k_p ）を乗算してフィードバック値（ N_{FB} ）を算出し、フィードフォワード値（ N_{FF} ）およびフィードバック値（ N_{FB} ）の加・減算値に基づいて膨張機（13）の回転数を制御する制御手段（20）を備えたことを特徴とするランキンサイクル装置。

要 約 書

ランキンサイクル装置において、膨張機（１３）の入口での気相作動媒体の圧力（ P ）を目標圧力（ P_o ）に一致させるべく、蒸発器（１２）の出口での気相作動媒体の流量（ Q ）および目標圧力（ P_o ）に基づいてフィードフォワード値（ N_{FF} ）を算出するとともに、膨張機（１３）の入口での気相作動媒体の圧力（ P ）および目標圧力（ P_o ）の偏差（ ΔP ）に、前記気相作動媒体の流量（ Q ）に基づいて算出したフィードバックゲイン（ k_p ）を乗算してフィードバック値（ N_{FB} ）を算出し、フィードフォワード値（ N_{FF} ）およびフィードバック値（ N_{FB} ）の加・減算値に基づいて膨張機（１３）の回転数を制御するようにした。これにより、蒸発器への液相作動媒体の供給量を変化させることなく、膨張機の入口での気相作動媒体の圧力を目標圧力に精度良く制御することができる。

図 1

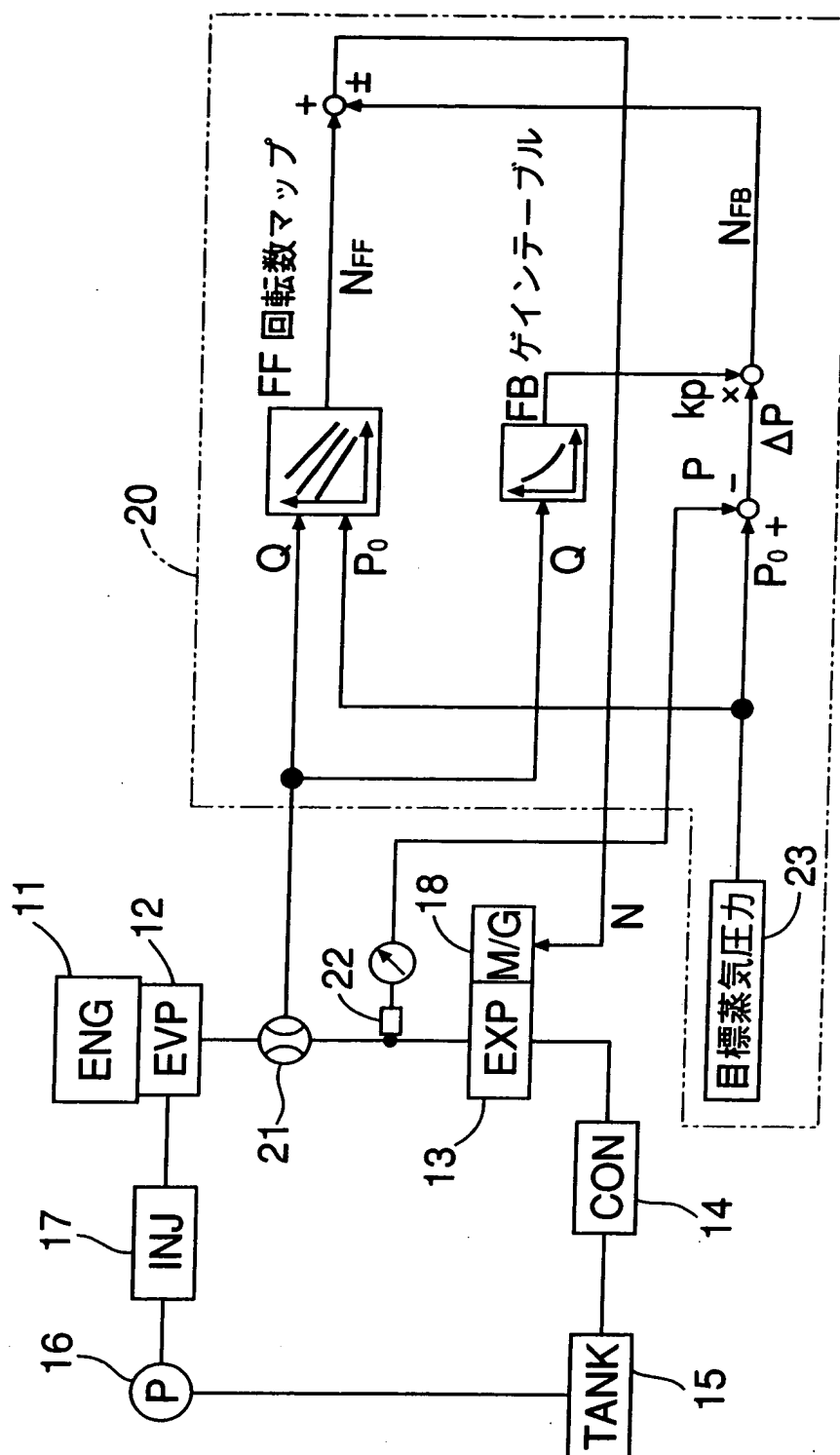


図 2

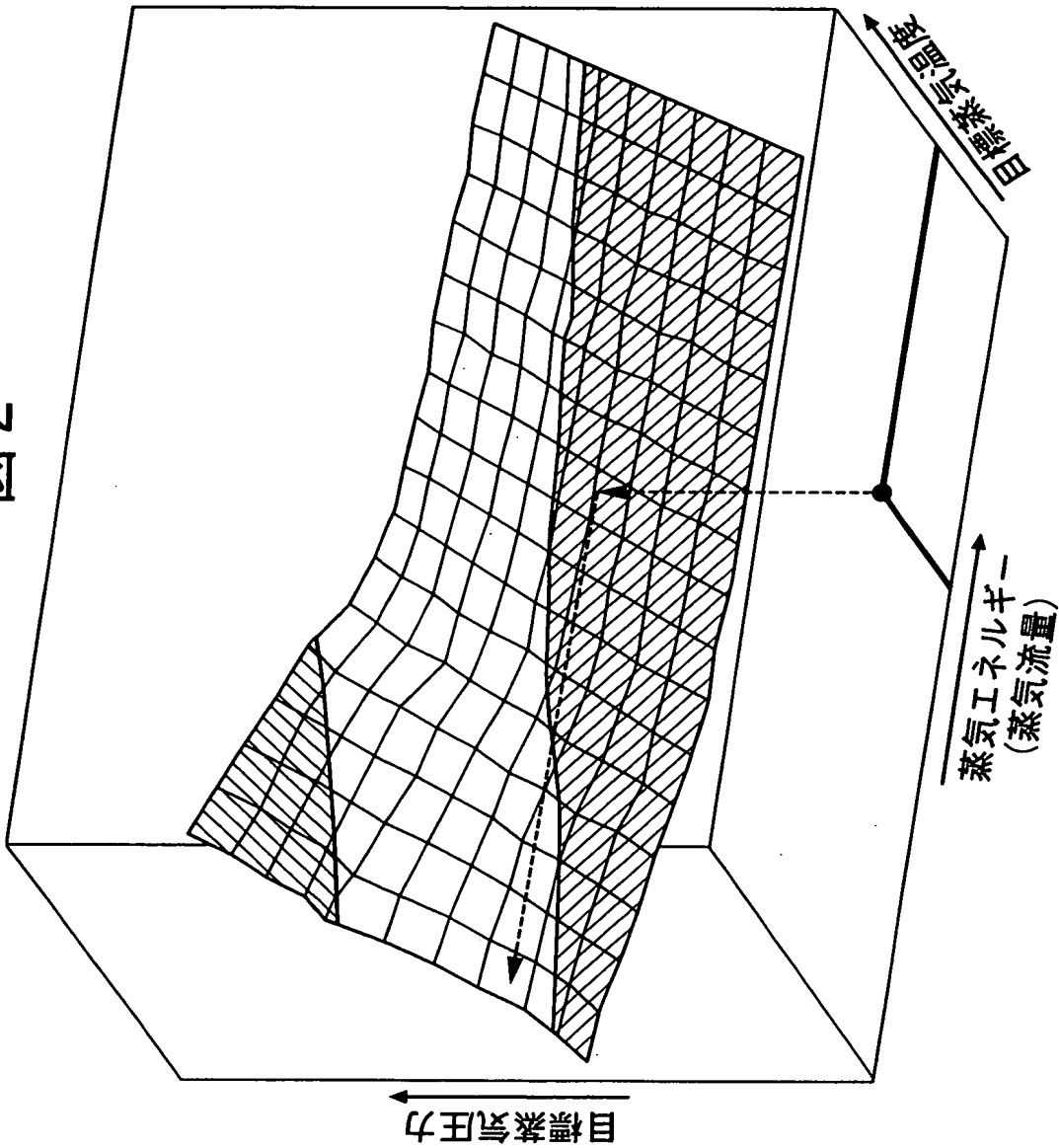


図 3

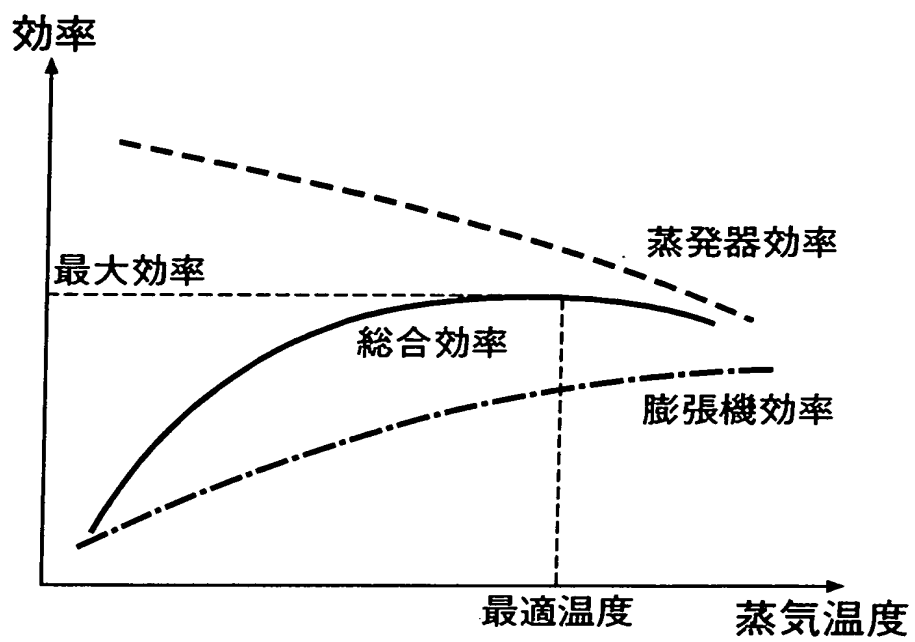


図 4

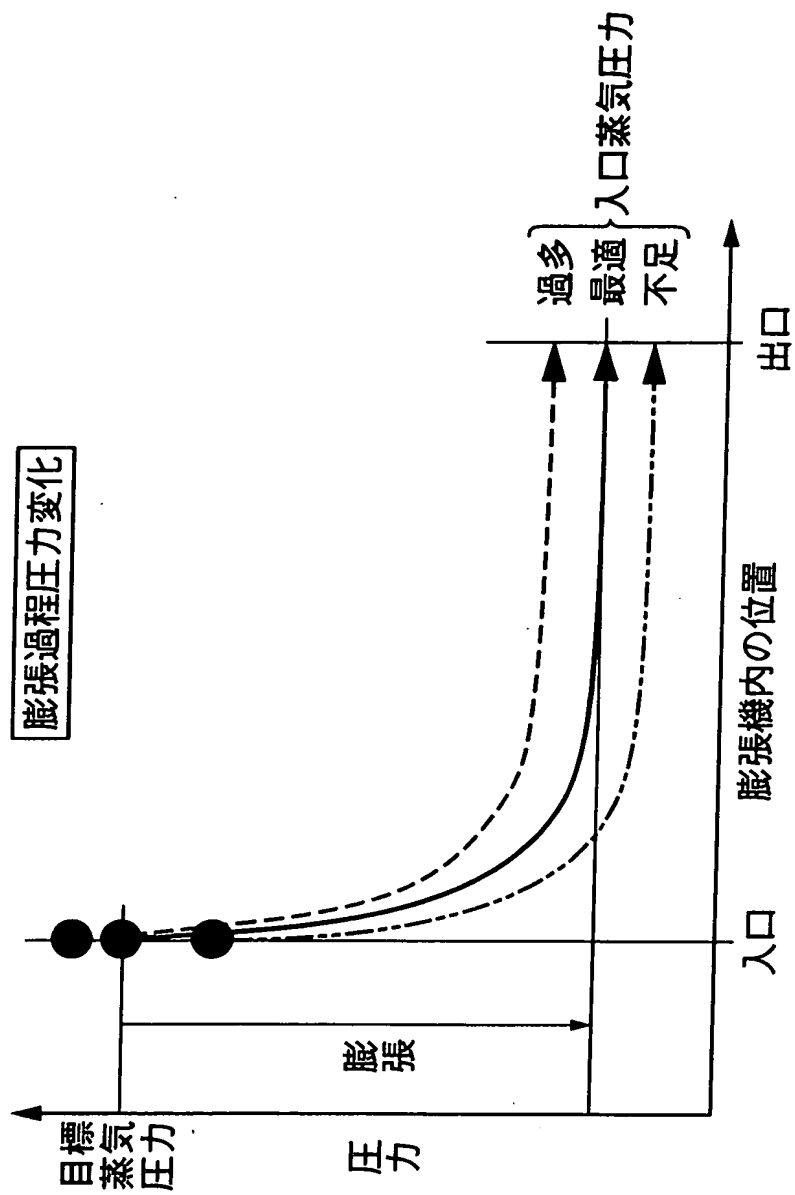


図 5A

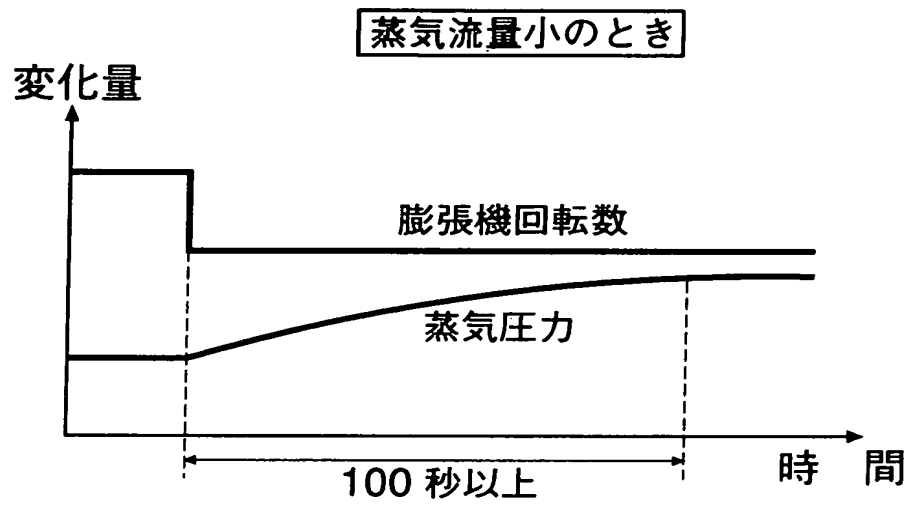


図 5B

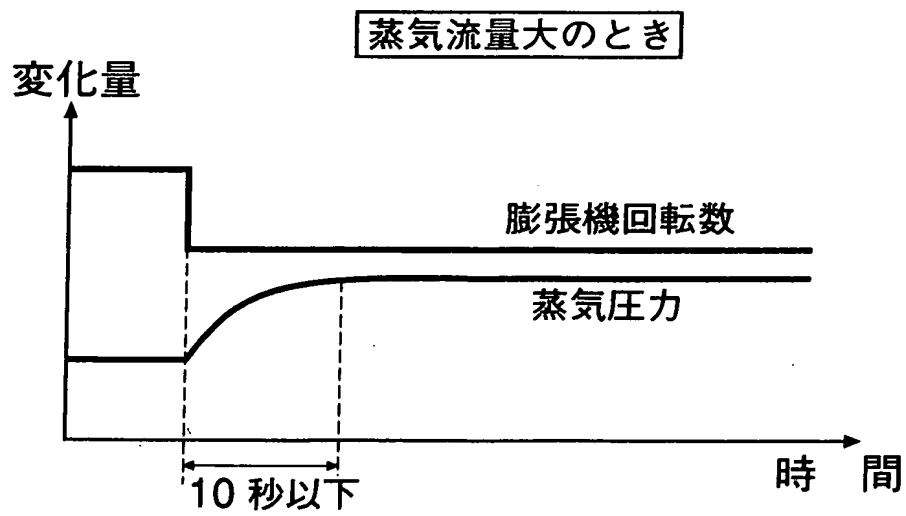


図 6A

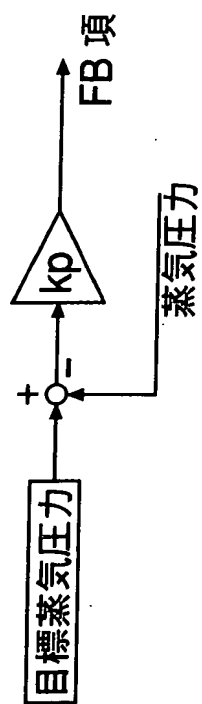


図 6B

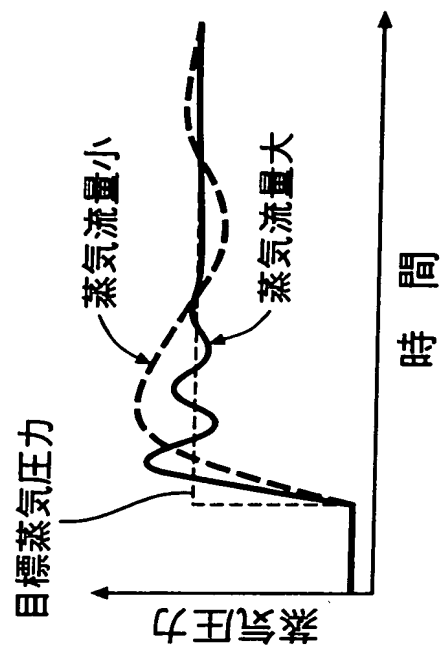


図 7A

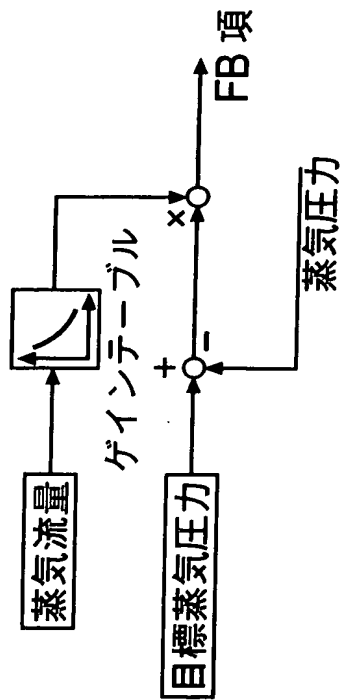


図 7B

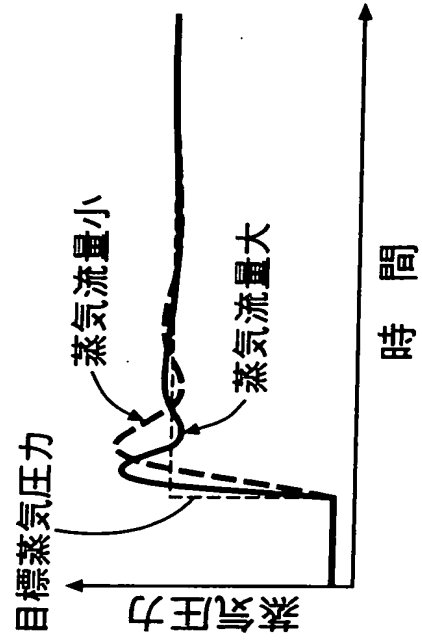


図 8

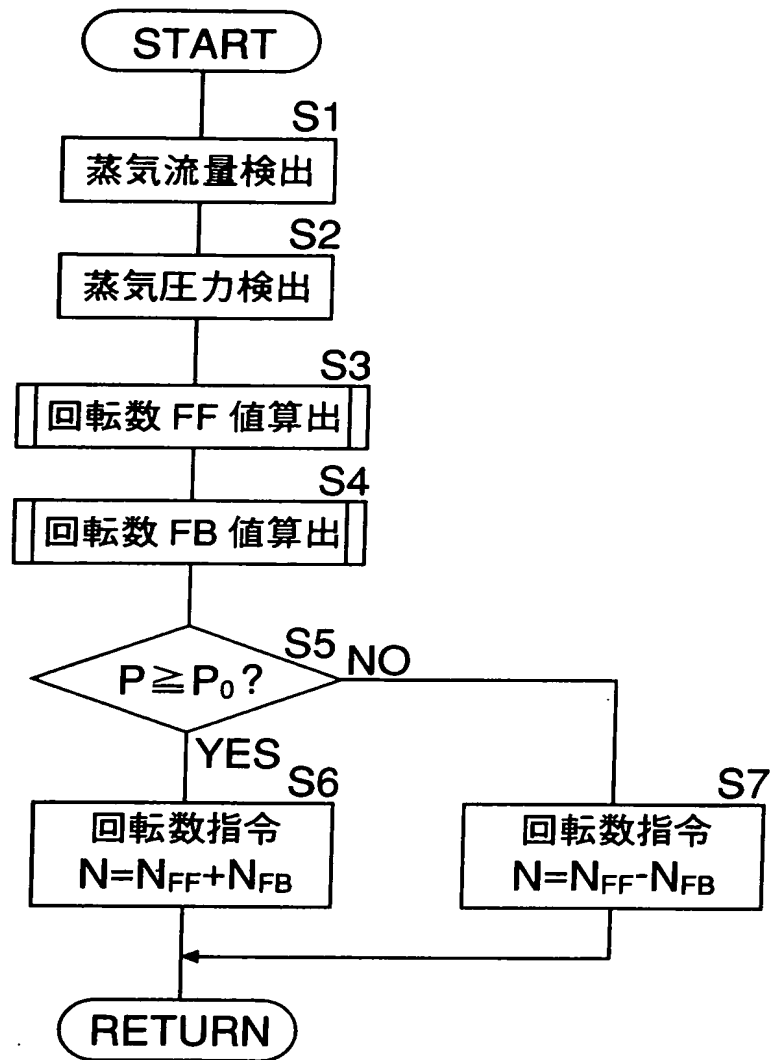
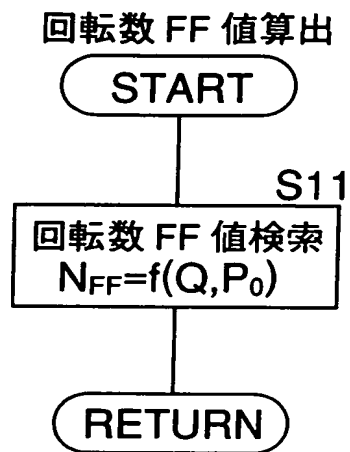


図 9



10/25

図 10

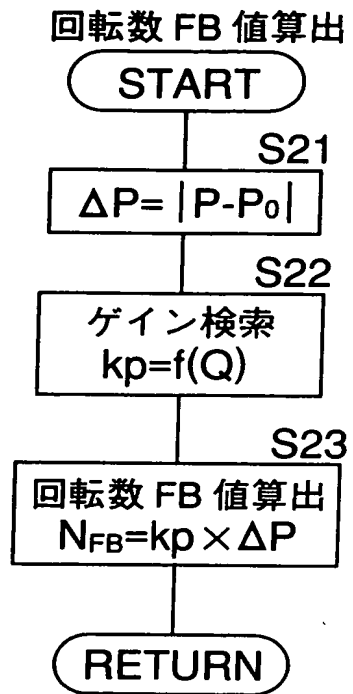
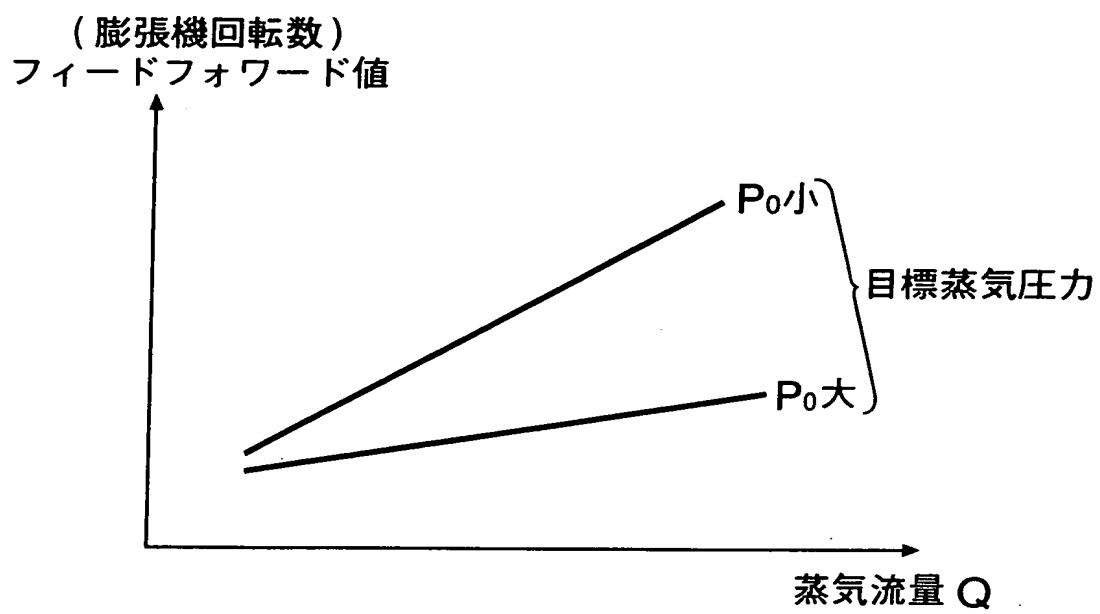


図 11



12/25

図 12

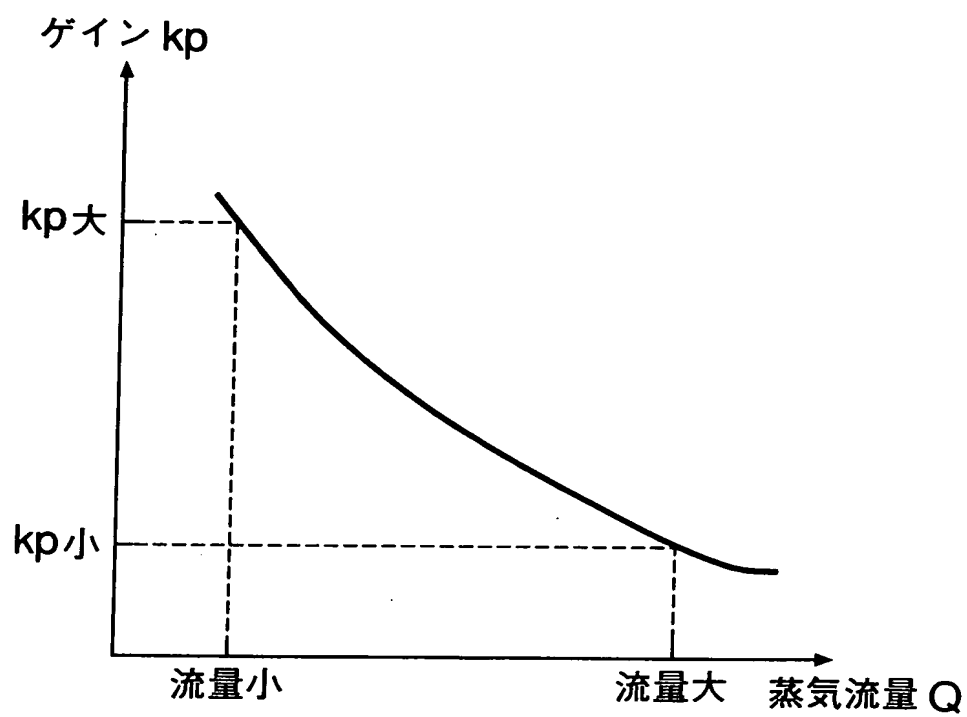


図 13

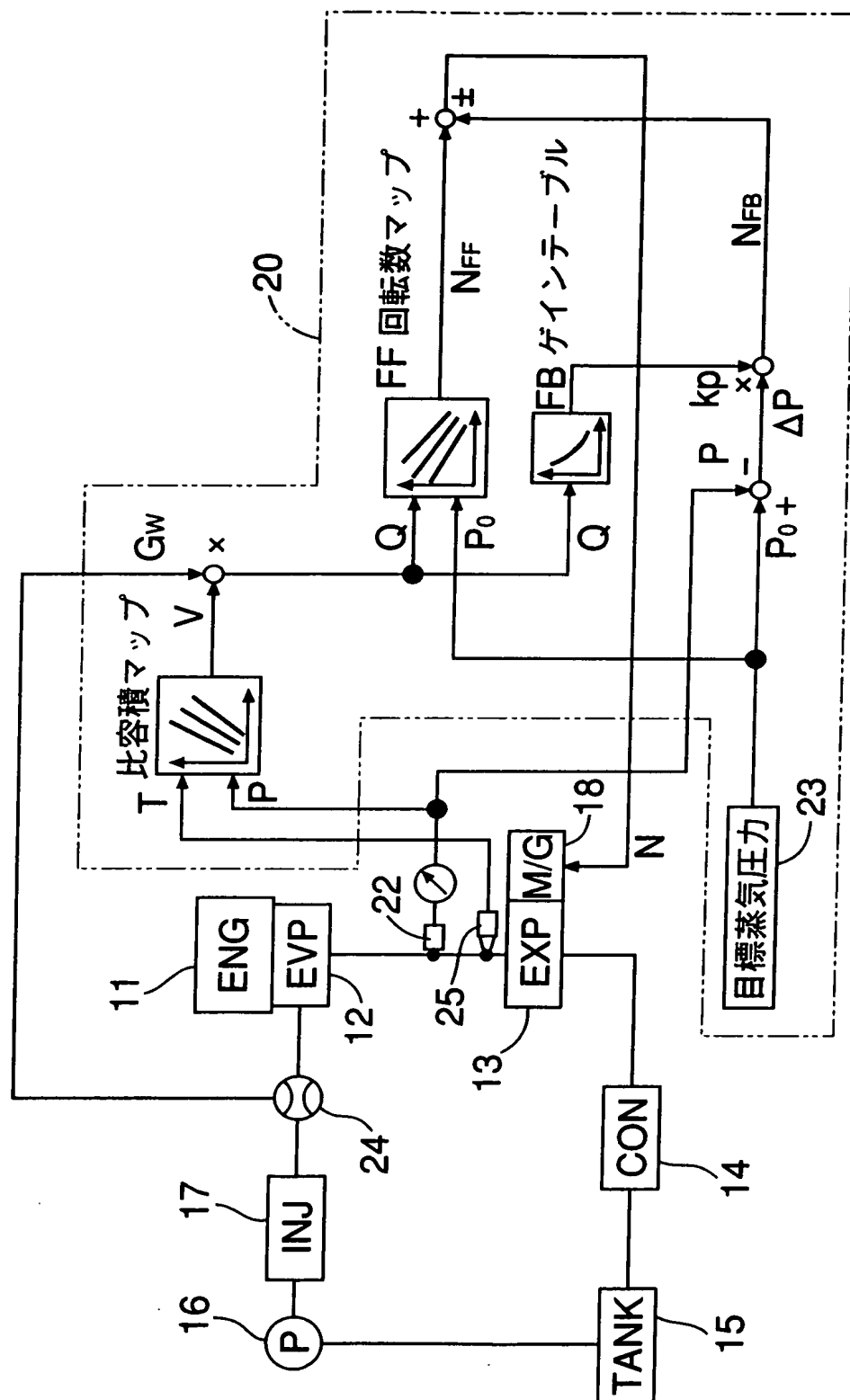


図 14

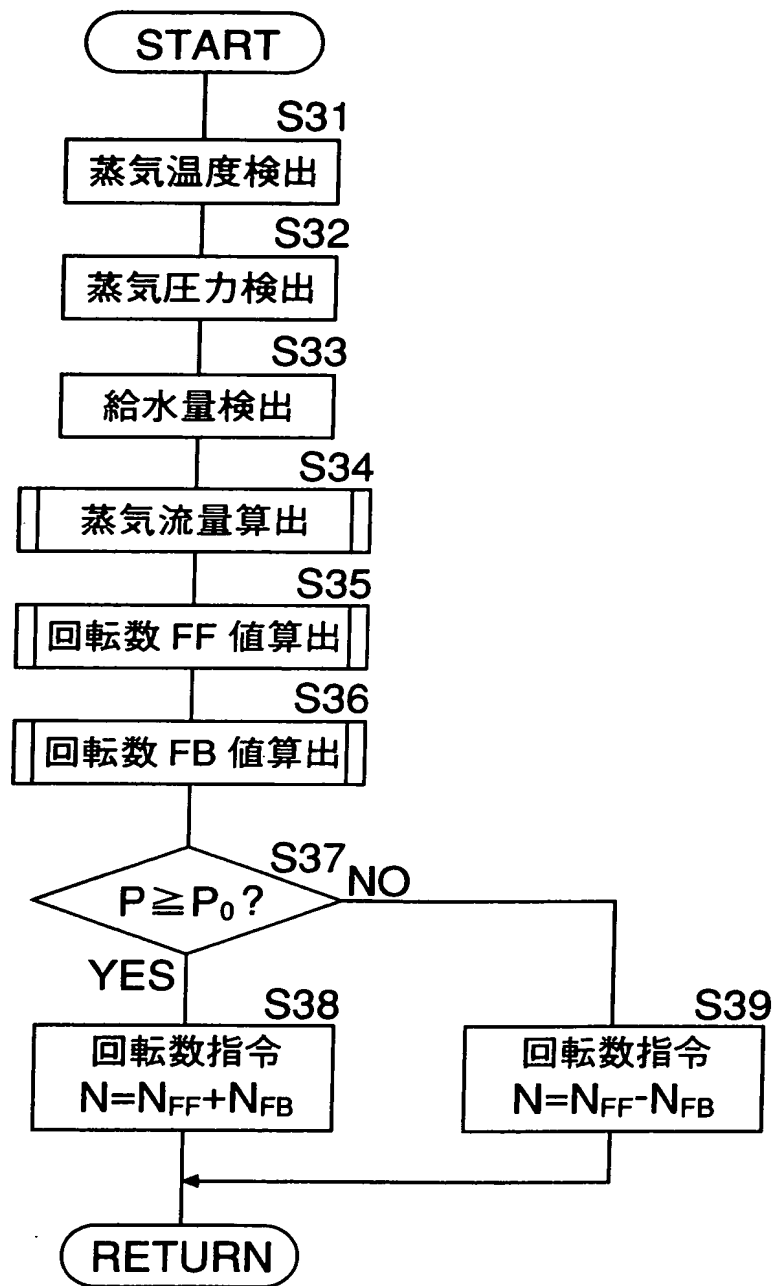


図 15

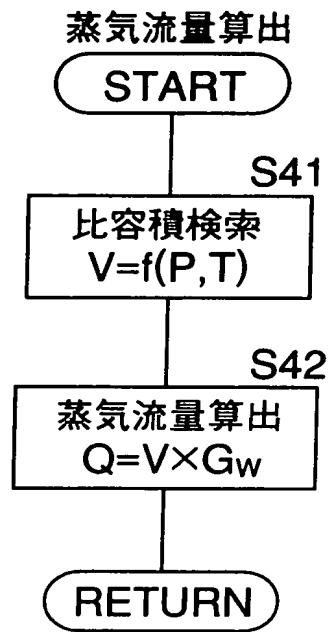


図 16

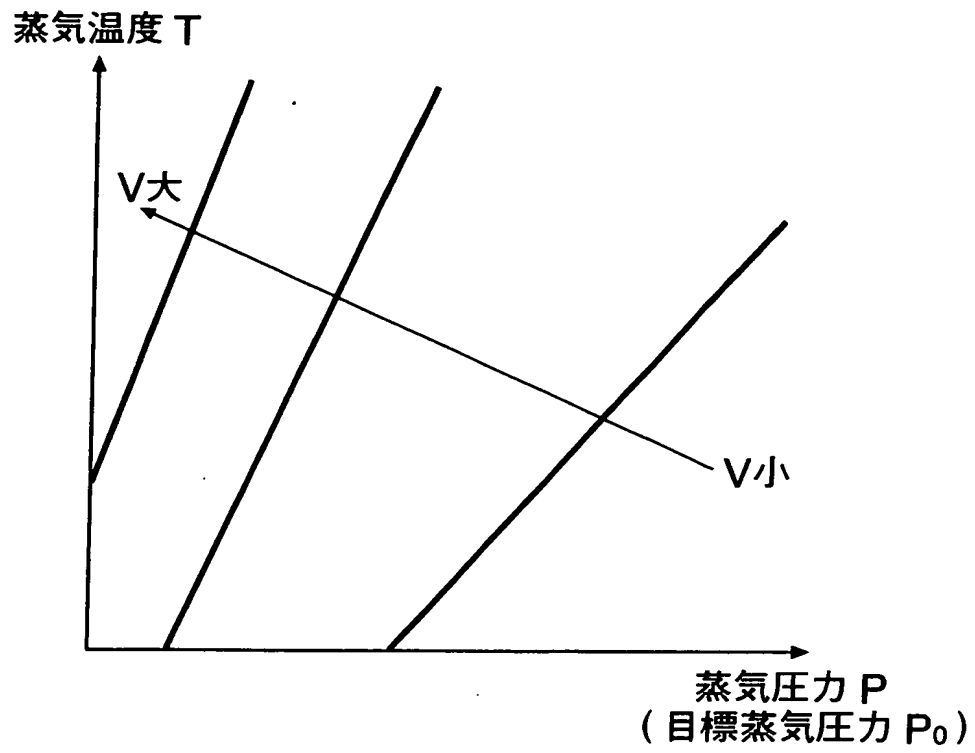


図 17

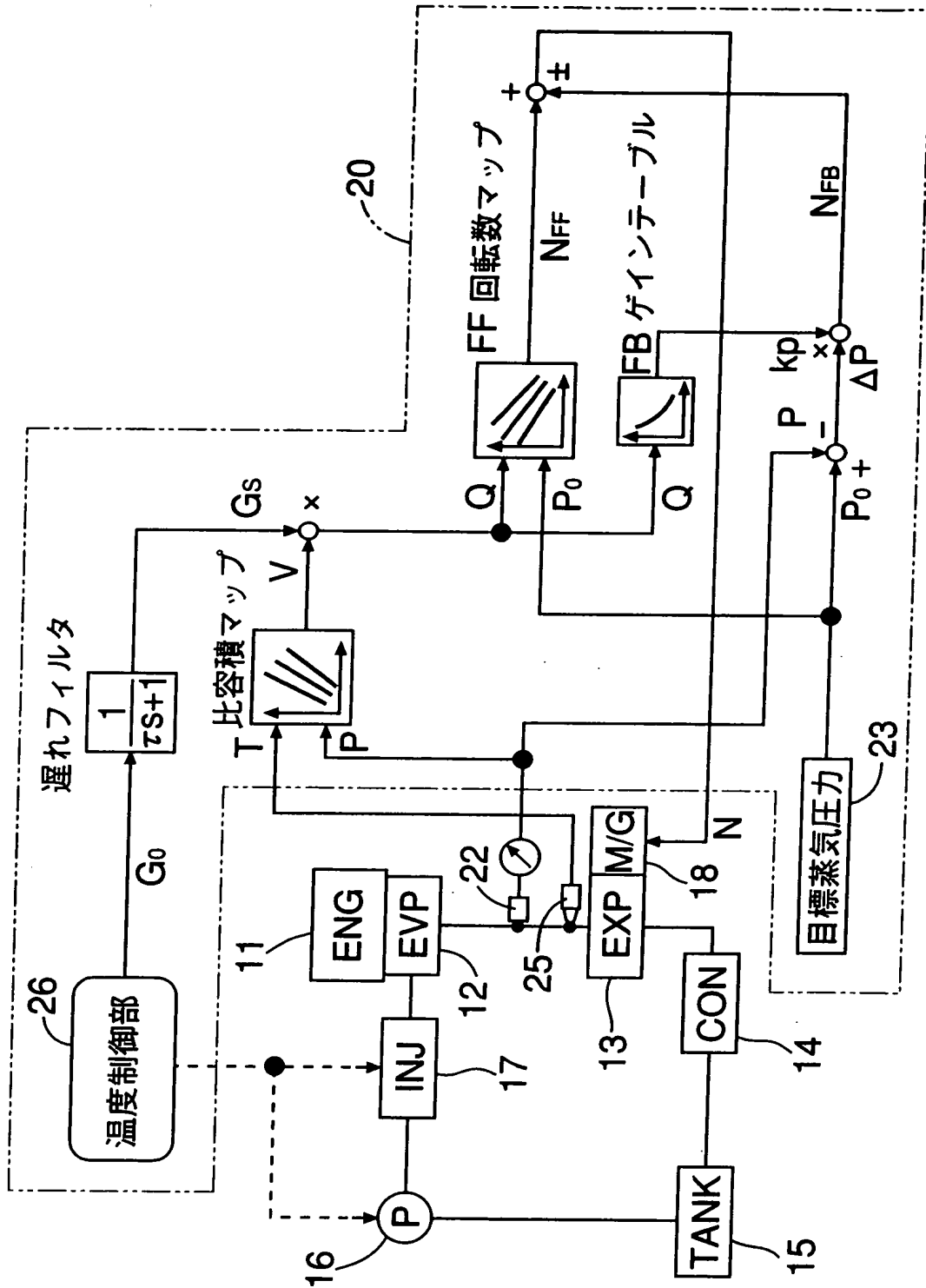


図 18

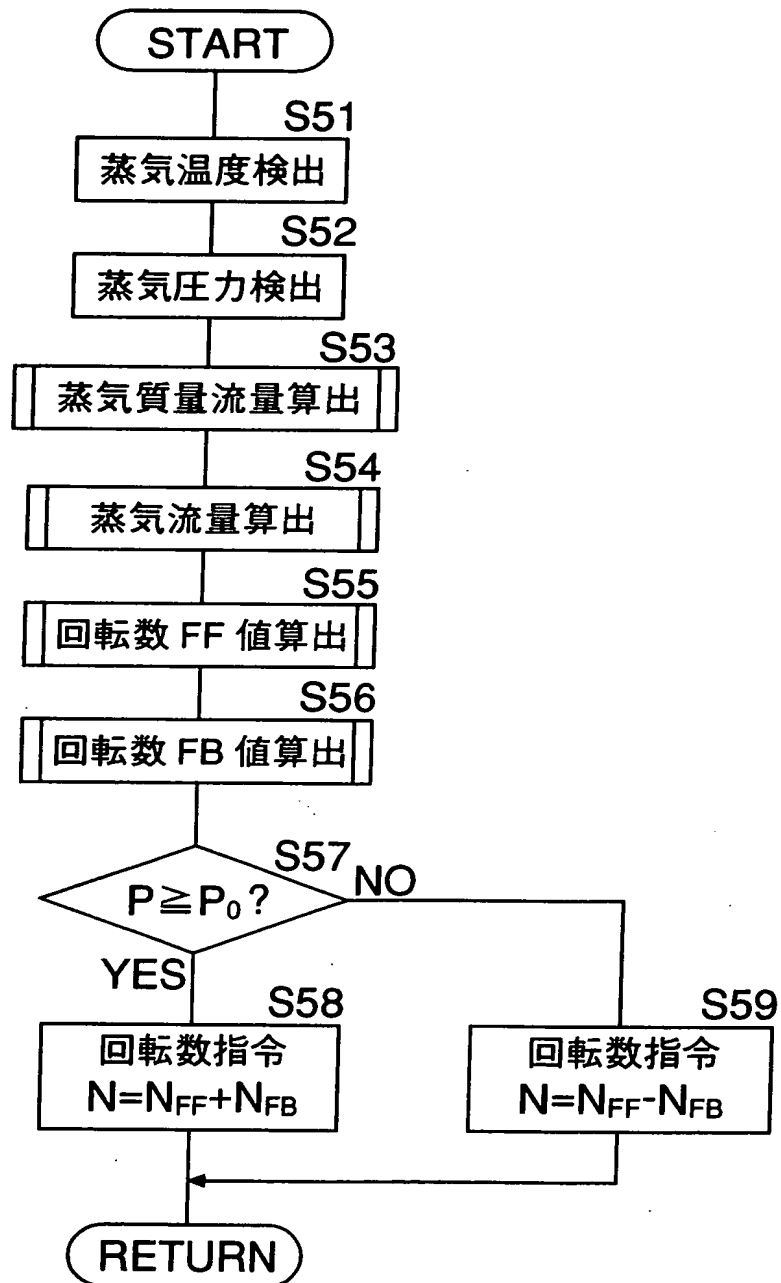


図 19

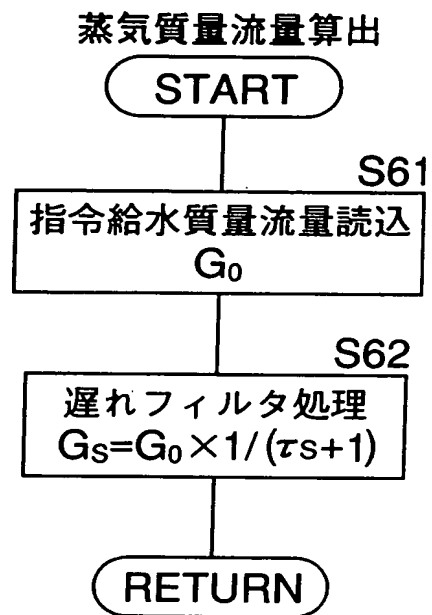


図 20

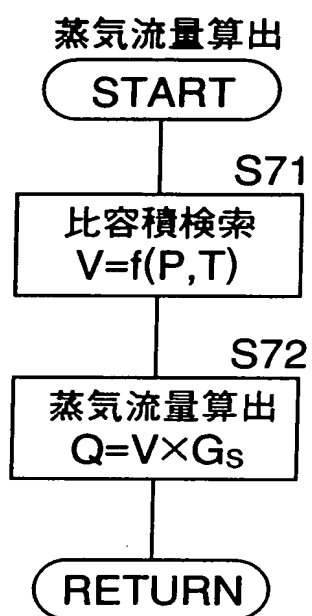


図 21

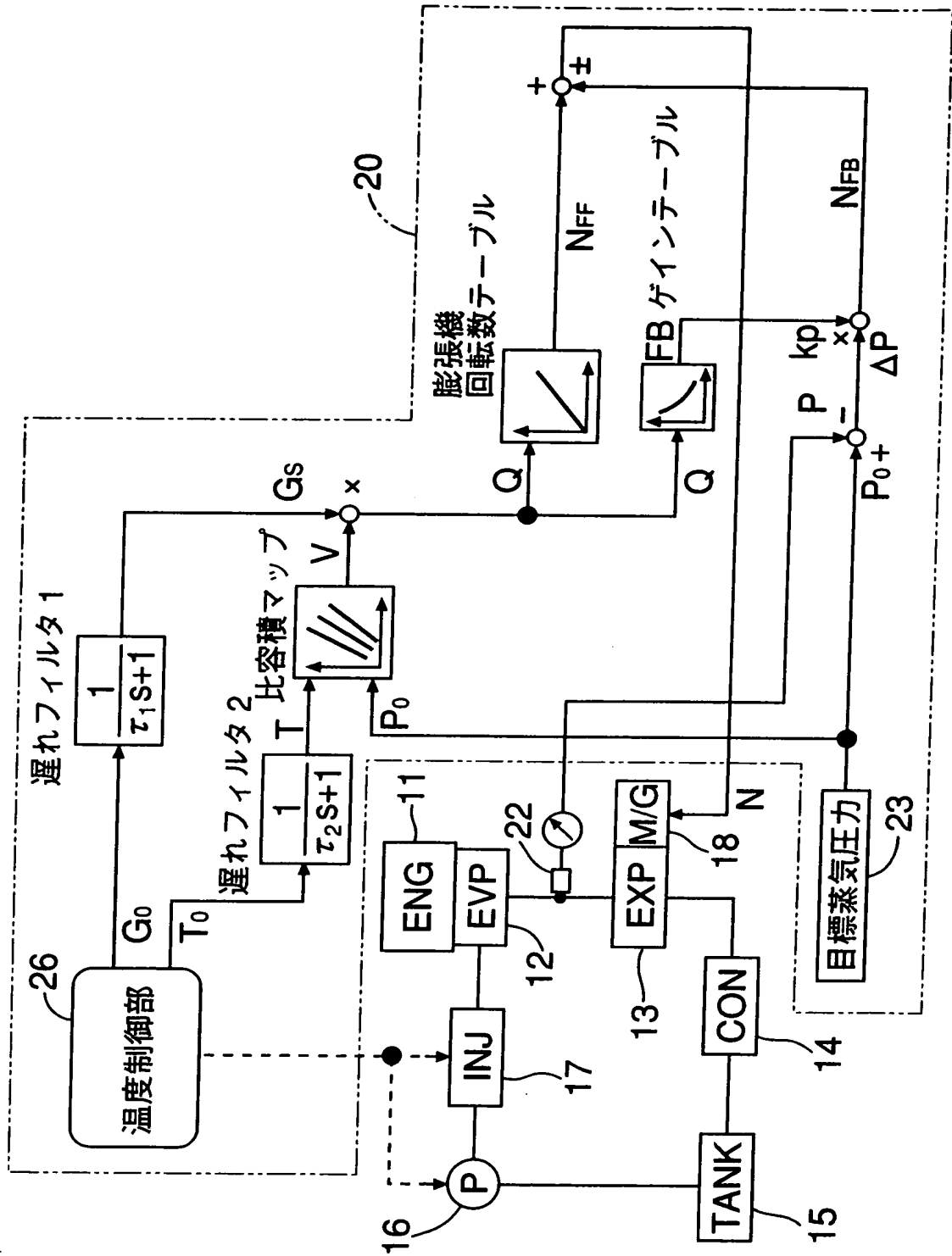


図 22

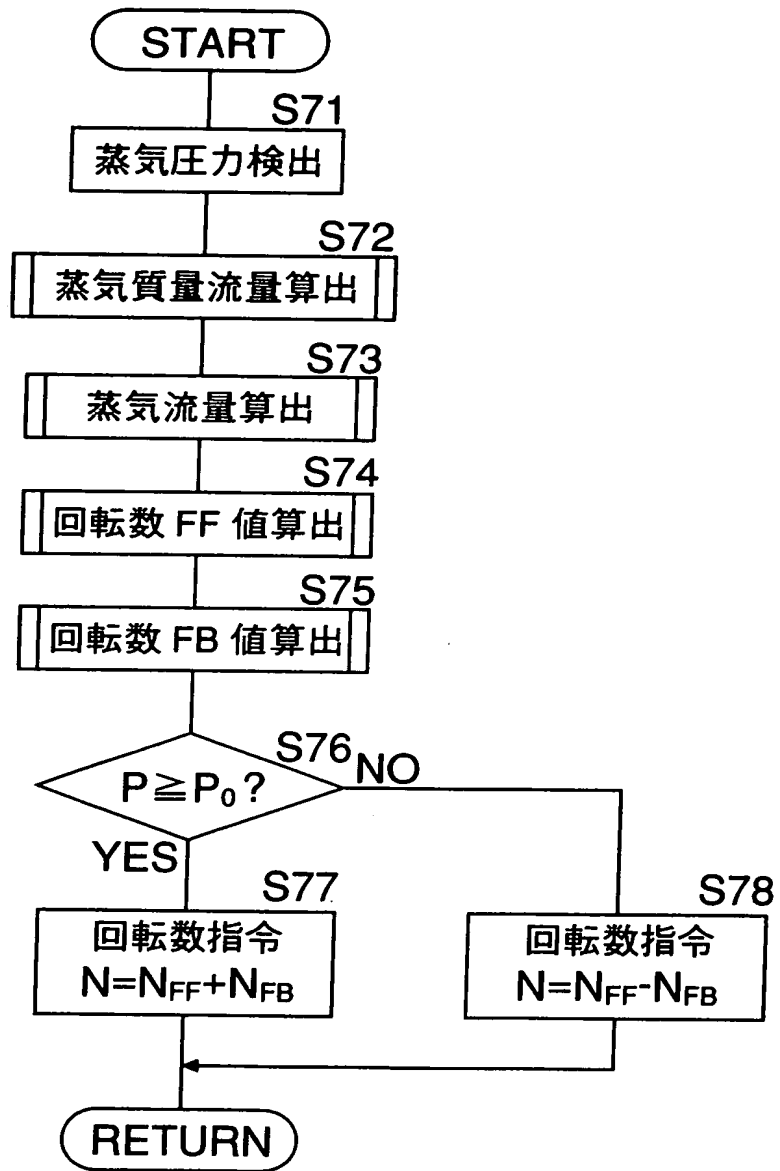


図 23

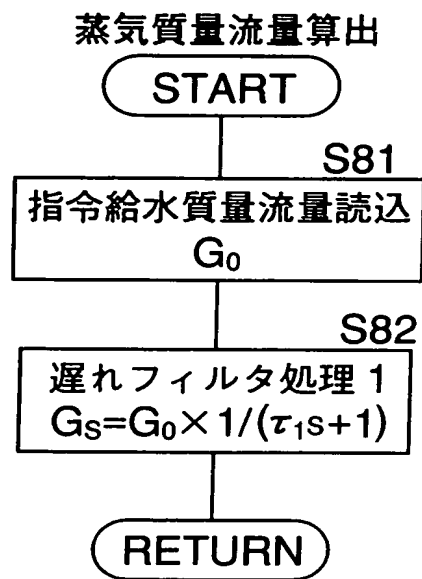


図 24

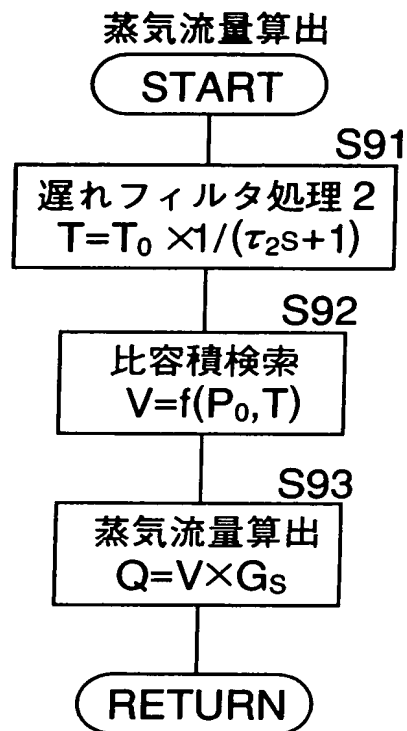


図 25

